# 4. COMPRESOARE

## 4.1. Definiţii. Clasificare

Compresoarele sînt maşini de forţă generatoare care cresc presiunea debitului de gaze pe care îl vehiculează.

După principiul de funcţionare se disting:

- compresoare volumice, care realizează comprimarea prin micşorarea unui volum de gaz închis în spaţiul de lucru al maşinii;
- compresoare dinamice, care realizează comprimarea într-un proces cu curgere continuă a gazului, prin mărirea energiei cinetice şi, parţial, şi a energiei potenţiale de presiune într-un rotor cu palete, proces urmat de transformarea energiei cinetice în energie de presiune prin frînarea curgerii;
- compresoare cu jet, care realizează comprimarea prin amestecarea curentului de fluid de joasă presiune cu un curent de înaltă presiune, rezultatul fiind un curent de presiune medie.

Exemple. Din prima grupă fac parte compresoarele cu piston, din a doua - cele centrifuge şi cele axiale, iar din ultima - ejectoarele.

Compresoarele volumice realizează presiuni pînă la 1000 bar, dau au debite relativ mici, sub 500 $m^3$/min. Compresoarele dinamice furnizează presiuni pînă la 25 bar la debite foarte mari. Compresoarele centrifuge realizează debite de pînă la 2500 $m^3$/min, iar cele axiale debite ce pot depăşi 10000 $m^3$/min.

Suflantele sînt compresoare dinamice destinate unor presiuni mai mici de 4 bar. Nu au răcire intermediară a gazului. Ventilatoarele sînt compresoare dinamice cu o treaptă. Ele realizează creşteri de presiune mici (< 1,1 bar) şi vehiculează debite foarte mari. Exhaustoarele sînt suflante sau ventilatoare care vehiculează gaze prin crearea unei depresiuni în canalele de gaze. Pompele de vid sînt compresoare destinate realizării unei depresiuni (vid) în incinte închise.

Fiind maşini generatoare, compresoarele trebuie să fie antrenate de un motor (electric, cu ardere internă, turbină cu gaze), prin cuplare directă sau printr-o transmisie mecanică, motorul furnizînd energia mecanică necesară funcţionării.

## 4.2. Compresoare volumice

### 4.2.1. Compresoare cu piston cu mişcare de translaţie a pistonului

#### 4.2.1.1. Schema constructivă a compresorului cu mişcare de translaţie a pistonului

Un compresor monocilindru (fig. 4.1) are ca parte principală un cilindru 1 prevăzut cu un sistem de răcire cu aer (cu aripioare de răcire) sau cu apă (cu cămaşă de apă). În cilindru se montează pistonul 2, care este etanşat faţă de cilindru cu segmenţii 3. Cilindrul se termină cu carterul 4 (o cutie care închide mecanismul de antrenare), iar la cealaltă extremitate cu

chiulasa 5 (un capac care închide camera de comprimare din cilindru). În chiulasă se află supapa de admisiune 6 şi supapa de refulare 7. Supapele 6 şi 7 realizează comunicarea dintre cilindru şi galeriile de admisiune 8 şi de refulare 9. Pistonul 2 este acţionat de un mecanism bielă-manivelă, din care pe fig. 5.1 sînt vizibile biela 10 şi manivela 11 a arborelui cotit.

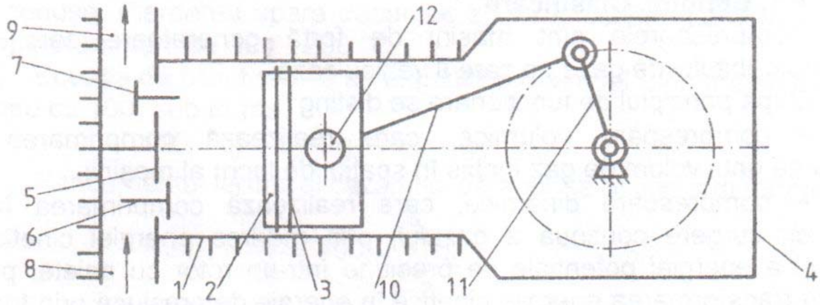



Fig. 4.1. Schema constructivă a unui compresor cu piston:
1 - cilindru; 2 - piston; 3 - segmenţi; 4 - carter; 5 - chiulasă; 6 şi 7 - supape de aspiraţie şi respectiv, de refulare: 8 şi 9 - galerii de admisiune şi, respectiv, de refulare; 10 - bielă; 11 - manivela arborelui cotit; 12 - bolţ

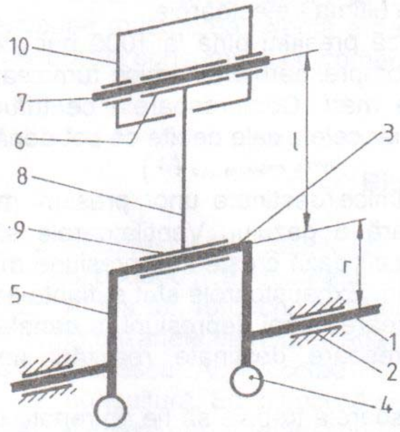



Fig. 4.2. Schema mecanismului de antrenare a pistonului:
1 - fusuri de palier; 2 - lagăre de palier; 3 - fus maneton; 4 - contragreutăţi; 5 - braţele manivelei; 6 - piciorul bielei; 7 - bolţ; 8 - corpul bielei; 9 - capul bielei; 10 - piston

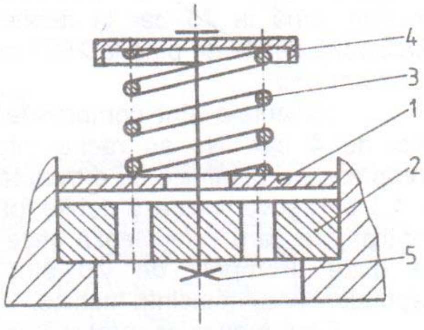



Fig. 4.3. Schema unei supape de compresor:
1 - supapa (lama); 2 - scaun; 3 - arc; 4 - taler; 5 - şurub

În compunerea mecanismului de antrenare a pistonului se află un cot de arbore, biela, bolţul şi pistonul. Un cot al arborelui (fig. 4.2) este constituit din două fusuri de palier 1, care reprezintă porţiuni cilindrice de arbore aflate pe axa de rotaţie şi plasate în lagărele paliere 2 (care aparţin părţilor fixe ale compresorului), dintr-un fus maneton 3, care este o porţiune

cilindrică de arbore cu axa paralelă cu axa de rotaţie şi care serveşte pentru articularea bielei, şi din braţele manivelei 5, braţe care au lungimea între axe egală cu raza r a mecanismului. Părţile componente ale bielei sînt piciorul bielei 6 (care se articulează cu bolţul 7), tija bielei 8 (sau corpul bielei - cu lungimea între axe l) şi capul bielei 9, cu care lagărul maneton se articulează pe fusul maneton 3, operaţiune posibilă datorită secţionării capului bielei şi fixării capacului cu şuruburi, după montarea pe maneton.

Supapele unui compresor cu piston sînt supape automate, adică se deschid şi se închid sub acţiunea forţelor de presiune ce acţionează pe feţele lor dinspre gazele din cilindru şi, respectiv, din galeriile de admisiune sau refulare.

O supapă de compresor cu piston (fig. 4.3) este compusă din supapa propriu-zisă (sau lama), 1 care controlează (închide sau deschide) orificiile din scaunul supapei 2. Poziţia închisă a supapei este menţinută de arcul 3 (elicoidal - de torsiune, ca în desen, sau lamelar - de încovoiere). Arcul este ţinut de talerul 4. Piesele supapei sînt asamblate printr-un şurub 5. Montată în compresor cu arcul spre cilindru, supapa serveşte la admisiunea gazului. Montată cu arcul spre galerie, supapa este de refulare.

Compresoarele cu piston mici se construiesc cu unul sau cu mai mulţi cilindri verticali în linie, sau cu cilindri în V, iar compresoarele industriale mari se construiesc cu mai mulţi cilindri orizontali.

#### 4.2.1.2. Compresorul teoretic. Ciclul termodinamic

Se numeşte compresor teoretic un compresor cu piston ideal, care îndeplineşte următoarele ipoteze:

- între pistonul aflat în punctul mort interior (p.m.i.) şi chiulasă nu există spaţiu ocupat de gaz, adică volumul vătămător este nul;
- supapele se deschid şi se închid instantaneu;
- supapele nu opun rezistenţă la curgerea gazului.

În concordanţă cu ipotezele acceptate, admisiunea gazului în cilindru se face pe durata cursei pistonului de la punctul mort interior (p.m.i.) pînă la punctul mort exterior (p.m.e.), la presiunea constantă $p_1$ din galeria de admisiune, după procesul izobar 4-1 (fig. 4.4).

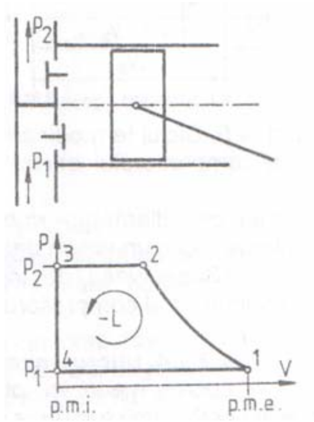



Fig. 4.4. Ciclul compresorului teoretic

Comprimarea se face pe durata unei părţi din cursa pistonului de la punctul mort exterior către punctul mort interior, procesul 1-2 fiind adiabatic, izotermic sau politropic, în concordanţă cu ipotezele suplimentare care se acceptă.

Refularea gazului din cilindru se desfăşoară pe fracţiunea din cursa

pistonului între punctul mort exterior şi punctul mort interior neutilizată de procesul de comprimare, procesul 2-3 fiind izobar, la presiunea constantă $p_2$ din galeria de refulare.

Ciclul se închide printr-un proces izocor 3-4 convenţional, care corespunde închiderii instantanee a supapei de refulare şi deschiderii instantanee a supapei de admisiune, adică corespunde trecerii cilindrului de la legătura cu conducta de refulare la legătura cu cea de admisiune.

Aşadar, compresorul teoretic funcţionează ciclic, repetînd mereu secvenţele 1-2-3-4-1, care reprezintă ciclul termodinamic al maşinii compresor teoretic (fig. 4.4).

Raportul presiunilor

$$\pi = p_2 / p_1 \tag{4.1}$$

se numeşte raport de creştere a presiunii în compresor.

### 4.2.1.3. Compresorul tehnic. Ciclul termodinamic

Consideraţii de ordin constructiv, între care construcţia supapelor şi amplasarea lor în chiulasă, impun compresorului real să funcţioneze cu un spaţiu (volum) vătămător. În acest fel se defineşte compresorul tehnic, maşină care înlătură ipotezele compresorului teoretic. Existenţa volumului vătămător $V_v$ dintre chiulasă şi pistonul aflat în punctul mort interior face ca ciclul termodinamic al compresorului tehnic să aibă, între presiunile $p_2$ şi $p_1$, pe o fracţiune din cursa de admisiune a pistonului, un proces 3-4 de destindere a gazului reţinut în spaţiul vătămător după terminarea procesului de refulare. În acest fel, în comparaţie cu un compresor teoretic avînd aceleaşi dimensiuni geometrice (diametru, cursă), compresorul tehnic aspiră, comprimă şi refulează ciclic un volum de gaz mai mic ($V_a < V_s$).

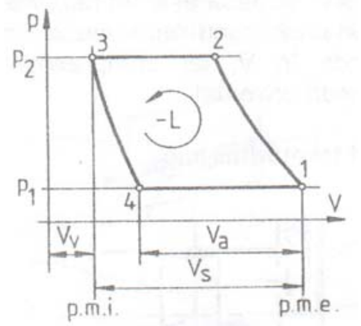


Fig. 4.5. Ciclul termodinamic al compresorului tehnic

Succesiunea de transformări 1-2-3-4-1 (fig. 4.5) reprezintă ciclul termodinamic al compresorului tehnic.

### 4.2.1.4. Lucrul mecanic necesar comprimării unui gaz

Lucrul mecanic total L necesar realizării ciclului compresorului teoretic este suma lucrurilor mecanice ale fazelor funcţionale:

$$L = L_{12} + L_{23} + L_{34} + L_{41} . \tag{4.2}$$

Considerînd comprimarea 1-2 oarecare, fără precizări particularizatoare, lucrul mecanic necesar este:

$$L_{12} = \int_1^2 p\,dV . \tag{4.3}$$

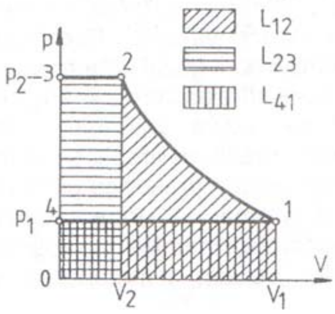



Fig. 4.6. Lucrul mecanic necesar proceselor compresorului teoretic

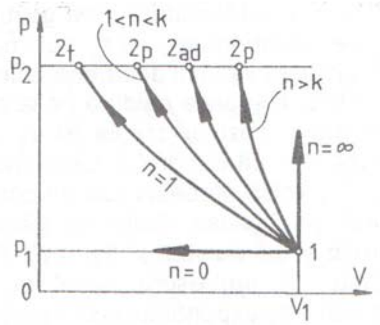



Fig. 4.7. Procese de comprimare

Procesele izobare de admisiune şi de refulare necesită:

$$L_{41} = \int_4^1 p\,dV = p_1(V_1 - V_4) = p_1 V_1 \,; \tag{4.4}$$

$$L_{23} = -p_2 V_2 \,. \tag{4.5}$$

În procesul izocor 3-4 nu se schimbă lucrul mecanic:

$$L_{34} = 0 \,. \tag{4.6}$$

Însumînd relaţiile (4.3), (4.4) şi (4.5) şi efectuînd următoarea transformare matematică simplă:

$$\int_1^2 p\,dV = \int_1^2 d(pV) - \int_1^2 V\,dp = (p_2 V_2 - p_1 V_1) - \int_1^2 V\,dp \,,$$

se obţine lucrul mecanic necesar unui ciclu de compresor teoretic:

$$L = -\int_1^2 V\,dp \,, \tag{4.7}$$

care corespunde în diagrama p-V (fig. 4.6) ariei 1-2-3-4-1.

Relaţia (4.2) se poate particulariza în concordanţă cu ipotezele ce se impun procesului de comprimare 1-2 (fig. 4.7), care poate fi adiabatic, izotermic sau politropic.

Procesul de comprimare efectuat într-un timp foarte scurt într-un cilindru perfect izolat termic (deci cu schimb de căldură neglijabil între gaz şi mediul exterior) este considerat adiabatic - linia $1\text{-}2_{ad}$ pe fig. 4.7.

Procesul de comprimare realizat într-un compresor introdus într-un termostat ideal (care preia instantaneu căldura menţinînd temperatura gazului constantă) este considerat izotermic (se desfăşoară la $T_1$ = const.) - linia $1\text{-}2_t$ pe fig. 4.7. Pe diagrama p-V din fig. 4.7 se observă că lucrul mecanic necesar comprimării izoterme este minim (ceea ce se confirmă imediat prin calcul). În practică, apropierea de această situaţie avantajoasă se face prin răcirea maşinii compresor (cu aer sau cu apă).

Deoarece viteza de deplasare a pistonului este finită şi deoarece

există schimb de căldură între gazul din cilindru şi mediul exterior, procesul real de comprimare este politropic cu exponent variabil. Exponentul politropic este variabil deoarece la începutul comprimării gazul este mai rece decît cilindrul şi preia căldură de la acesta, iar spre sfîrşitul comprimării, cînd temperatura gazului creşte şi o depăşeşte pe cea a cilindrului, gazul cedează căldură cilindrului. Calculînd un exponent mediu politropic se obţine $1 < n < k$, adică procesul real de comprimare într-un compresor cu piston cu cilindrul şi chiulasa răcite se plasează pe diagrama p-V între procesul izotermic şi cel adiabatic (fig. 4.7). Pe compresoarele dinamice nerăcite (de exemplu - compresorul axial cu mai multe trepte) comprimarea se desfăşoară cu exponentul politropic $n > k$.

Introducînd în relaţia (4.2) lucrul mecanic de comprimare politropică dat de relaţia (2.120), se obţine expresia finală a lucrului mecanic necesar unui ciclu de compresor teoretic:

$$L = p_1 V_1 - p_2 V_2 + \frac{1}{n-1}(p_1 V_1 - p_2 V_2) = \frac{n}{n-1}(p_1 V_1 - p_2 V_2) =$$

$$= \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(n-1)/n}\right] = nL_{12}\ , \qquad (4.8.)$$

care arată că lucrul mecanic necesar unui ciclu este de n ori mai mare ca lucrul mecanic necesar numai procesului de comprimare politropică.

Pentru un compresor tehnic, în ipoteza că procesele de comprimare politropică şi de destindere politropică se desfăşoară cu exponenţi apropiaţi $n_1 \approx n_2 = n$, lucrul mecanic se determină, pe fig. 4.5, ca o diferenţă de arii:

$$L = A_{1234} = A_{12ab} - A_{43ab} =$$

$$= \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left(1 - \pi^{(n-1)/n}\right) - \frac{n}{n-1} p_1 V_4 \left(1 - \pi^{(n-1)/n}\right) = \qquad (4.9)$$

$$= \frac{n}{n-1} p_1 (V_1 - V_4)\left(1 - \pi^{(n-1)/n}\right).$$

Ultima relaţie arată că şi din punct de vedere al lucrului mecanic necesar pentru un ciclu de comprimare compresorul tehnic se comportă ca un compresor teoretic cu cilindree redusă ($V_1$ - $V_4$).

#### 4.2.1.5. Diagrama indicată a compresorului cu piston

Dacă se înlătură şi ultimele două ipoteze de la compresorul teoretic, (cele referitoare la supape) şi se ţine seama că la trecerea prin supape (care nu se deschid instantaneu) gazul suportă procese de laminare, atunci funcţionarea compresorului se desfăşoară conform diagramei din fig. 4.8.

Influenţa laminării gazului în timpul aspiraţiei se manifestă prin pierderi gazodinamice, care fac ca presiunea medie din cilindru în timpul aspiraţiei $p_a$ să fie mai mică decît presiunea $p_1$ din galeria de admisiune, diferenţa de presiune fiind $\Delta p_1 = p_1 - p_a$.

În timpul refulării, pentru acoperirea pierderilor gazodinamice din supapă, presiunea medie din cilindru $p_r$ trebuie să fie mai mare decît presiunea $p_2$ din galeria de refulare, diferenţa fiind $\Delta p_2 = p_r - p_2$.

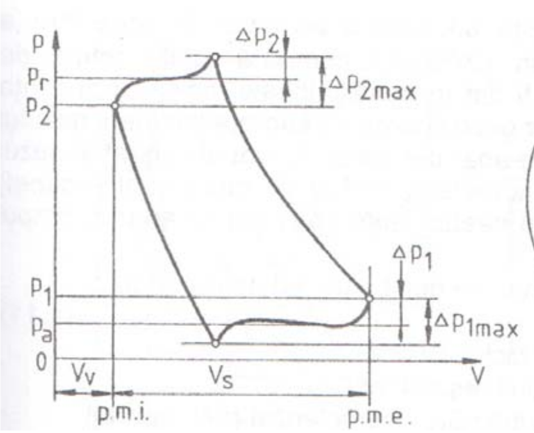



Fig. 4.8. Diagrama indicată a compresorului cu piston

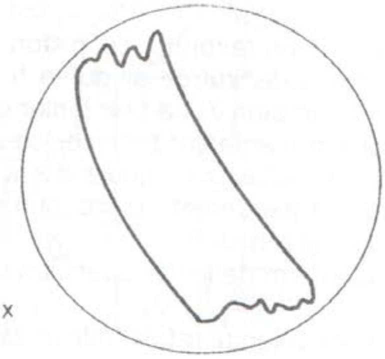


Fig. 4.9. Diagramă indicată obţinută experimental

La începutul admisiunii şi la începutul refulării, cînd supapele încă nu sînt complet deschise, diferenţele de presiune au valorile maxime $\Delta p_{1max}$ şi $\Delta p_{2max}$.

Diagrama din fig. 4.8 poartă numele de diagramă indicată a compresorului cu piston şi se obţine experimental, pe maşina în funcţiune, cu o instalaţie numită indicator de diagramă [4.3, p.129…160]. Pe diagramele indicate experimentale se observă mici variaţii oscilatorii ale presiunii în timpul admisiunii şi refulării (ca pe fig. 4.9), variaţii care se datoresc mişcărilor vibratorii ale lamelelor supapelor deschise.

**4.2.1.6. Parametrii compresorului cu piston. Debitul**

Principalele caracteristici tehnico-funcţionale ale unui compresor cu piston sînt presiunea de refulare şi debitul.

Presiunea de refulare este egală cu presiunea la care compresorul funcţionează în condiţii optime. Presiunea maximă de refulare se indică pentru funcţionarea în regim continuu sau intermitent.

Debitul compresorului reprezintă cantitatea de gaz refulată, în regim normal de funcţionare, în unitatea de timp. Se disting debitul masic (în kg/s), debitul volumic redus la starea normală ($Nm^3/s$), debitul volumic exprimat în funcţie de condiţiile de la aspiraţie şi debitul volumic exprimat în funcţie de condiţiile de presiune şi temperatură de la refulare.

Debitul compresorului raportat la starea gazului la aspiraţie se exprimă în funcţie de dimensiunile cilindrului şi de turaţie:

$$\dot{V} = \lambda V_S \frac{n}{60} = \lambda \frac{\pi D^2}{4} S \frac{\omega}{2\pi}, \tag{4.10}$$

în care D şi S sînt diametrul cilindrului şi cursa pistonului, $V_S = \pi D^2 S / 4$ este cilindreea maşinii (volumul corespunzător cursei totale a pistonului), n şi $\omega$ sînt turaţia şi, respectiv, viteza unghiulară a arborelui, iar $\lambda$ este coeficientul de debit (sau gradul de utilizare a cilindrului).

Coeficientul de debit $\lambda$ este un criteriu principal de apreciere a funcţionării compresorului cu piston. Criteriul $\lambda$ compară debitul refulat de compresor cu debitul ce ar putea fi dat în condiţii ideale, adică în absenţa spaţiului vătămător $V_v$ , a pierderilor gazodinamice (datorate laminării gazului în supape), a pierderilor termice (ce apar deoarece în timpul aspiraţiei gazul se încălzeşte, preluînd căldură de la metalul cald al cilindrului şi al supapei) şi în absenţa pierderilor de gaz prin neetanşeităţi (pierderi ce apar în timpul comprimării şi refulării).

Conform definiţiei, coeficientul de debit este dat de raportul:

$$\lambda = V_r / V_S, \qquad (4.11)$$

unde $V_r$ este volumul refulat într-un ciclu.

Valorile coeficientului de debit depind de:

- dimensiunile spaţiului vătămător, caracterizat prin raportul:

$$\varepsilon = \frac{V_v}{V_S} 100\,, \qquad (4.12)$$

cu valori între 1…8%;

- raportul de creştere a presiunii

$$\pi = p_2 / p_1\,; \qquad (4.1.)$$

- mărimea pierderilor enumerate cu două aliniate mai sus.

Valorile numerice ale coeficientului de debit se determină experimental, şi orientativ se încadrează între 0,99…0,40, valori care se micşorează cu creşterea coeficienţilor $\varepsilon$ şi $\pi$.

**4.2.1.7. Funcţionarea compresorului cu piston cu $\pi$ = var**

În practică, un compresor cu piston lucrează cu presiuni de refulare variabile, în concordanţă cu cerinţele utilizatorului de gaz comprimat, adică lucrează cu raportul $\pi$ variabil.

Pe diagrama p-V din fig. 4.10 se observă că pe măsura creşterii raportului $\pi$ scade volumul de gaz aspirat (altfel spus scade coeficientul de debit). La limită ($p_2 = p_{2max}$) compresorul nu mai aspiră şi nu mai debitează.

În concluzie, existenţa volumului vătămător limitează presiunea maximă ce poate fi furnizată de un compresor.

**4.2.1.8. Compresoare cu mai multe trepte**

În subcapitolul precedent s-a arătat că o singură treaptă de comprimare poate debita o presiune maximă limitată. Pentru a obţine presiuni mai înalte, dar şi pentru a face o economie de lucru mecanic, pentru comprimare - aşa cum se va arăta în continuare - se folosesc compresoare cu mai multe trepte şi cu răcire intermediară. Răcirea intermediară apropie procesul real de comprimare în treaptă de un proces de comprimare izotermic.

După prima treaptă de compresor gazul străbate un schimbător de căldură (răcitor intermediar - fig. 4.11) în care îşi micşorează temperatura şi volumul masic şi apoi intră în treapta a doua, al cărei cilindru are diametru mai mic decît prima (datorită volumului masic mai mic al gazului pe care îl aspiră şi comprimă).

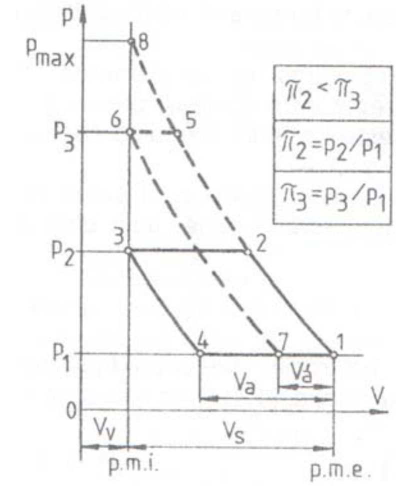



Fig. 4.10. Funcţionarea compresorului cu piston la diferite presiuni de refulare

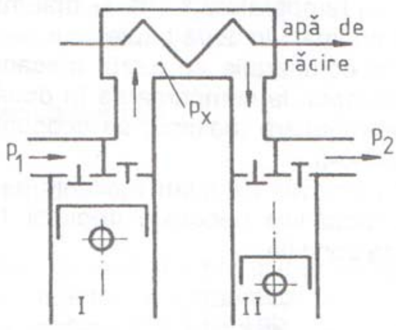



Fig. 4.11. Schema unui compresor cu piston cu 2 trepte: I şi II - trepte de comprimare

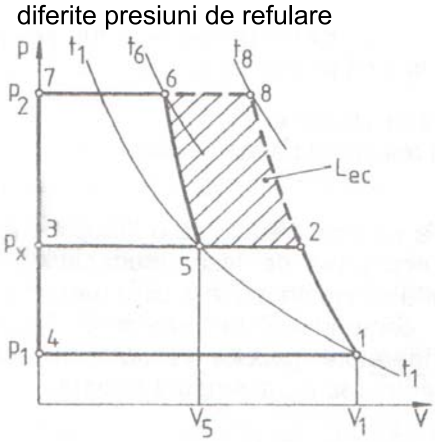



Fig. 4.12. Diagrama p-V a compresorului cu două trepte

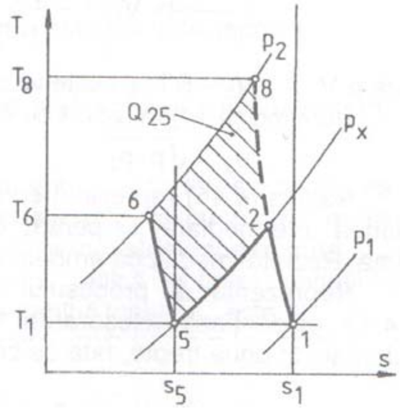



Fig. 4.13. Diagrama T-s a comprimării în două trepte

Funcţionarea compresorului cu două trepte este prezentată în diagrama p-V din fig. 4.12 pentru un compresor teoretic, concluziile fiind valabile şi pentru compresorul tehnic.

În prima treaptă se desfăşoară ciclul 1-2-3-4, cu comprimarea politropică 1-2 de la presiunea de aspiraţie $p_1$ pînă la presiunea intermediară $p_x$. Răcirea intermediară, cu cedarea căldurii către mediul exterior (aer sau apă), se poate face pînă la cel mult temperatura $T_1$ a mediului din care s-a făcut aspiraţia, astfel că sfîrşitul admisiunii în treapta a doua de comprimare este starea 5 (intersecţia izotermei $T_1$ cu izobara $p_x$). În treapta a doua se efectuează ciclul 5-6-7-3, cu comprimarea politropică 5-6. Dacă comprimarea s-ar efectua într-o singură treaptă, ciclul termodinamic ar fi

1-8-7-4, cu temperatura finală $T_8$ mai mare decît temperatura $T_6$ obţinută în cazul comprimării în două trepte.

În comparaţie cu lucrul mecanic consumat la comprimarea într-o singură treaptă, la comprimarea în două trepte între aceleaşi presiuni şi cu răcire intermediară maximă, se economiseşte un lucru mecanic echivalent cu aria 2-8-6-5.

Economia de lucru mecanic este maximă atunci cînd suma dintre lucrurile mecanice necesare treptelor I şi II este minimă, deci cînd este îndeplinită condiţia:

$$\frac{dL}{dp_x} = 0. \tag{4.13}$$

Acceptînd ipoteza că exponenţii politropici din cele două trepte îndeplinesc relaţia $n_1 = n_2 = n$ şi utilizînd relaţia (4.8), lucrul mecanic de comprimare este

$$L = \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[1 - \left(\frac{p_x}{p_1}\right)^{(n-1)/n}\right] + \frac{n}{n-1} p_x V_5 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_x}\right)^{(n-1)/n}\right] =$$

$$= \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[2 - \left(\frac{p_x}{p_1}\right)^{(n-1)/n} - \left(\frac{p_2}{p_x}\right)^{(n-1)/n}\right], \tag{4.14}$$

în care $p_1V_1 = p_xV_5 = RT_1$ (relaţie valabilă pe izoterma $T_1$).

Derivînd (5.14) în raport cu $p_x$ şi anulînd derivata rezultă

$$p_x = \sqrt{p_1 p_2}\,. \tag{4.15}$$

Relaţia (4.15) reprezintă condiţia pe care trebuie să o îndeplinească presiunea intermediară $p_x$ pentru ca economia de lucru mecanic să fie maximă. Rezultă imediat că ambele trepte consumă acelaşi lucru mecanic.

Reprezentarea procesului de comprimare în diagrama T-s pe fig. 4.13 evidenţiază micşorarea temperaturii gazelor refulate în cazul comprimării în două trepte, faţă de comprimarea într-o singură treaptă.

#### 4.2.1.9. Randamente. Puterea consumată de compresorul cu piston

Lucrul mecanic masic $l_i$ (raportat la 1 kg de gaz) consumat în interiorul cilindrului compresorului real este mai mare decît lucrul mecanic l necesar teoretic, diferenţa fiind folosită pentru învingerea pierderilor gazodinamice, a celor datorate presiunii mai mici şi temperaturii mai mari de la aspiraţie, a celor datorate volumului vătămător şi a celor prin neetanşeităţi. Ca urmare, se definesc mai multe tipuri de randamente, prezentate în continuare.

- Randamentul intern al compresorului este definit prin raportul:

$$\eta_i = l / l_i\,, \tag{4.16}$$

care reprezintă o caracteristică a calităţii proceselor din compresor.

Randamentul intern se particularizează pentru o comprimare

adiabatică şi pentru o comprimare izotermică, distingîndu-se:

- randamentul intern adiabatic

$$\eta_{ad} = l_{ad} / l_i \,; \tag{4.17}$$

- randamentul intern izotermic:

$$\eta_{iz} = l_{iz} / l_i \,; \tag{4.18}$$

- randamentul intern politropic:

$$\eta_n = l_n / l_i \,. \tag{4.19}$$

Determinarea lucrului mecanic consumat $l_i$ se face prin prelucrarea diagramei indicate determinate experimental pe compresor [4.3], iar lucrul mecanic masic l necesar teoretic (şi, în cazurile particulare, $l_{ad}$, $l_{iz}$ sau $l_n$) se calculează cu relaţia:

$$|l| = \int_1^2 v\,dp \,, \tag{4.7}$$

Lucrul mecanic masic efectiv $l_e$ necesar la arborele compresorului este mai mare ca $l_i$ cu cantitatea necesară învingerii pierderilor mecanice (adică a frecărilor pistonului cu cilindrul, a frecărilor din lagăre etc.). Cu aceste precizări se definesc:

- randamentul mecanic al compresorului, prin raportul:

$$\eta_m = l_i / l_e \,; \tag{4.20}$$

- randamentul efectiv sau total al compresorului, prin raportul:

$$\eta_e = l / l_e = \eta_i \, \eta_m \,. \tag{4.21}$$

Valorile orientative ale randamentului efectiv se încadrează în intervalul (0,80…0,85) pentru compresoare mici şi cu turaţie mare şi în intervalul (0,90…0,93) pentru compresoarele industriale foarte mari.

Puterea internă a compresorului, adică puterea consumată în interiorul cilindrului compresorului real la debitul masic $q_m$ este:

$$P_i = l_i \, q_m = l q_m / \eta_i \,, \tag{4.22}$$

iar pentru comprimarea politropică este:

$$P_{in} = l_n \, q_m / \eta_n \,. \tag{4.23}$$

Puterea necesară la arborele compresorului (putere pe care trebuie să o asigure motorul de antrenare) este:

$$P = P_{in} / \eta_m \,. \tag{4.24}$$

Puterea motorului de antrenare este:

$$P_{motor} = kP / \eta_{tr} \,, \tag{4.25}$$

în care $\eta_{tr}$ este randamentul transmisiei mecanice dintre motor şi compresor, iar k = 1,1…1,2 reprezintă un coeficient de rezervă de putere.

### 4.2.2. Compresorul rotativ cu lamele culisante

Un compresor rotativ cu lamele în rotor este compus (fig. 4.14) dintr-un stator cilindric 1 şi dintr-un rotor cilindric 2 plasat excentric în cilindru (dezaxarea fiind notată ε), rotor în care sînt prelucrate şanţuri longitudinale

în care culisează lamele 3 (pe desen în număr de 4). Statorul cilindric este prevăzut cu canalele de aspiraţie şi de refulare 4 şi 5. Compresorul este prevăzut cu aripioarele de răcire 6. Lamelele 3 au aceeaşi lungime ca statorul cilindric şi ca rotorul. Cînd arborele este rotit din exterior, lamelele sînt supuse acţiunii forţelor centrifuge, astfel că sînt în contact permanent cu cilindrul interior, ieşind şi intrînd în canalele din rotor (culisînd). Între rotor şi cilindru se formează o cameră cu secţiunea ca o semilună, împărţită de paletele 3 şi 3′ în camerele notate A, B şi C. Camera A joacă rol de cameră de aspiraţie, deoarece pe măsura învîrtirii rotorului volumul dintre două lamele consecutive creşte, creîndu-se o depresiune datorită căreia este aspirat gazul (la presiune constantă, procesul 4-1). Continuînd învîrtirea rotorului, camera A se transformă într-o cameră de tip B care, după depăşirea liniei verticale a centrelor rotorului şi statorului, îşi micşorează volumul, realizînd comprimarea gazului (procesul 1-2). Apoi camera B trece într-o cameră tip C, care intră în comunicaţie cu conducta de refulare. Lamela ulterioară 3′ pompează gazul din maşină (procesul de refulare 2-3, desfăşurat la presiunea constantă $p_2$). Ciclul se închide prin trecerea lamelei 3 în stînga liniei centrelor, timp în care o cantitate mică de gaz trece de la refulare spre admisiune, destinzîndu-se în procesul 3-4.

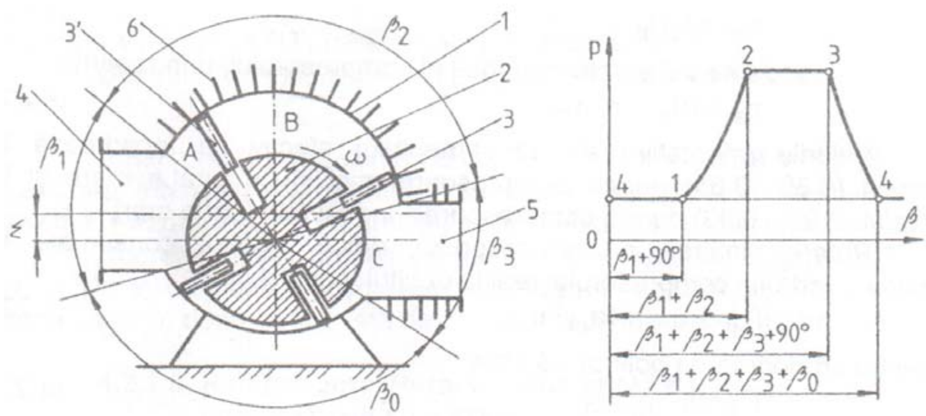



Fig. 4.14. Compresorul cu lamele culisante:
1 - stator cilindric; 2 - rotor; 3 - lamele: 4 şi 5 - canale de admisiune şi de refulare; 6 - aripioare de răcire

Diagrama desfăşurată p-β din fig. 4.14 reprezintă, în fond, ciclul compresorului tehnic cu piston, durata fazelor fiind în corelaţie cu distanţa unghiulară dintre palete (se construiesc compresoare cu 4…32 palete) şi cu unghiurile constructive $\beta_1$, $\beta_2$ şi $\beta_3$.

### 4.2.3. Compresorul rotativ cu rotoare profilate

Un compresor rotativ cu rotoare profilate (fig. 4.15) este construit din două rotoare profilate 1 şi 2, fiecare cu cîte doi sau trei lobi, rotoare

introduse în statorul 3. Statorul este format din două jumătăţi de cilindru de rază R şi de lungime l, depărtate între ele (fig. 4.15). Antrenarea sincronă a rotoarelor se face cu un angrenaj cu roţi dinţate. Rotoarele nu vin în contact între ele şi nici cu statorul, între piese fiind un joc mai mic de 0,2 mm.

Cînd rotoarele profilate sînt în poziţiile din fig. 4.15 formează, împreună cu statorul, camerele A, B şi C, fiecare avînd rol funcţional distinct. Prin învîrtirea rotoarelor în sensurile indicate pe figură volumul camerei A creşte, în cameră fiind aspirat gaz la presiunea constantă $p_1$ (procesul teoretic 1-2). Continuîndu-se rotirea, camera A se transformă într-o cameră de tip B, închizînd între lobi şi stator, într-un volum constant, o masă de gaz pe care o transportă spre conducta de refulare - fără a-i creşte presiunea. Cînd camera B se transformă într-o cameră de tip C, adică atunci cînd intră în comunicaţie cu canalul de refulare, se produce o comprimare (teoretic instantanee) la volum constant, datorată curgerii inverse a gazului din conducta şi din rezervorul de gaz al compresorului, gaz aflat la presiunea $p_2$ (procesul 2-3 din diagrama p-V). În continuare, lobul rotorului superior împinge gazul din camera C pe conducta de refulare, în procesul izobar 3-4 desfăşurat la presiunea $p_2$.

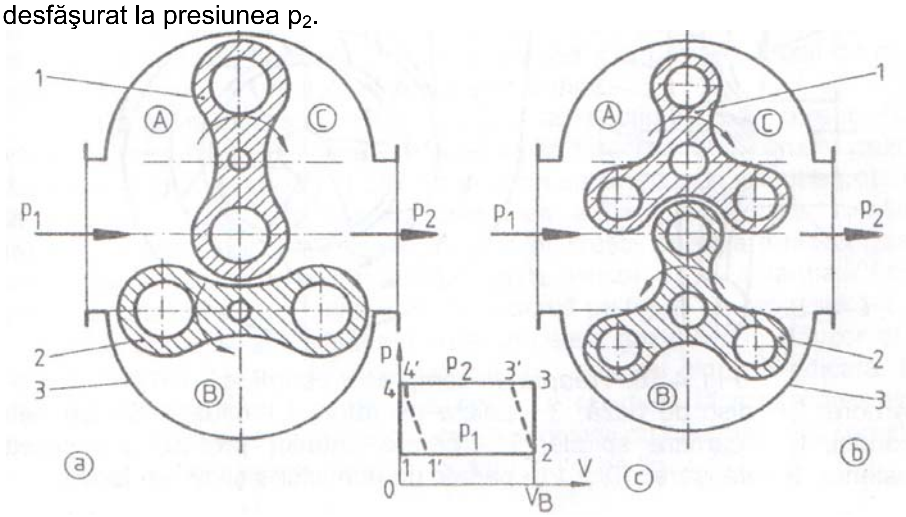



Fig. 4.15. Compresoare rotative cu rotoare profilate cu 2 lobi (a)
şi cu 3 lobi (b): 1 şi 2 - rotoare profilate; 3 - stator

Conform schemei de funcţionare prezentate mai sus, ciclul teoretic al compresorului cu rotoare profilate este 1-2-3-4, în diagrama p-V fiind un dreptunghi cu baza $V_B$ şi cu înălţimea ($p_2$ - $p_1$). Procesul 4-1 corespunde trecerii camerei C într-o cameră de tip A. Procesele de comprimare 2-3 şi de destindere 4-1 nu sînt riguros izocore, ceea ce conduce la ciclul teoretic 1'-2-3'-4', destinderea 4'-1' referindu-se la o mică cantitate de gaz care trece din camera C în camera A.

Compresorul cu 3 lobi pe rotor refulează mai puţin discontinuu decît compresorul cu 2 lobi pe rotor. Dacă lobii sînt răsuciţi în lungul axei

longitudinale, rotoarele capătă un aspect elicoidal. Construcţia elicoidală a rotoarelor contribuie atît la uniformizarea debitului, cît şi la micşorarea zgomotului produs în timpul funcţionării.

### 4.3. Compresoare dinamice
### 4.3.1. Compresorul centrifug
#### 4.3.1.1. Definiţie

Compresorul centrifug face parte din clasa compresoarelor dinamice. Compresorul centrifug este o maşină de forţă, generatoare, care transformă energia mecanică primită de la un motor în energie potenţială de presiune acumulată de gazul care traversează maşina. Comprimarea gazului se realizează în două faze: în rotor, sub acţiunea forţei centrifuge, şi în stator, prin frînarea parţială a curgerii gazului.

#### 4.3.1.2. Construcţia unui compresor centrifug

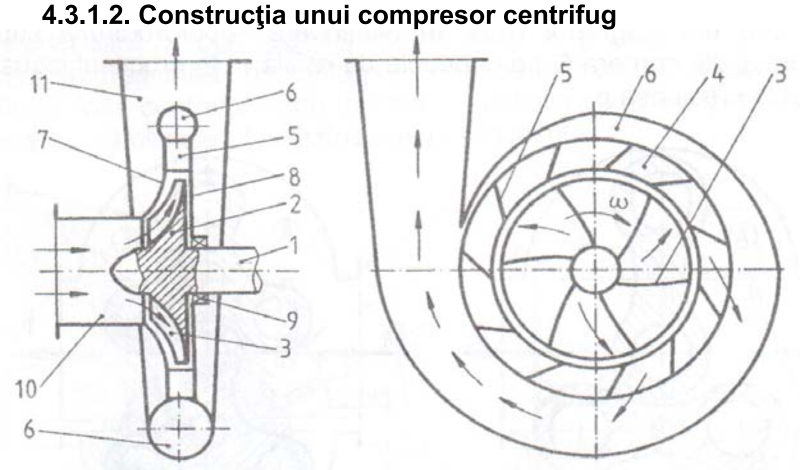



Fig. 4.16. Treaptă de compresor centrifug:
1 - arbore; 2 - disc de bază; 3 - palete pe rotor; 4 - difuzor; 5 - paletele difuzorului; 6 - camera spirală; 7 - perete anterior profilat; 8 - perete posterior; 9 - etanşare; 10 şi 11 - canale de admisiune şi de refulare

O treaptă de compresor centrifug (fig. 4.16) este compusă dintr-un rotor cu palete şi dintr-un stator cu secţiune de trecere crescătoare. În construcţia rotorului se disting arborele 1 pe care este amplasat discul de bază profilat 2, disc prevăzut cu paletele 3. Paletele pot fi radiale, sau pot fi curbate (îndoite) înainte sau înapoi. O paletă este curbată înainte dacă, pe măsură ce diametrul rotorului creşte, paleta se îndepărtează de direcţia radială în sensul de rotaţie ω. Statorul este compus din difuzorul 4 şi din camera spirală 6, care înconjoară difuzorul. Difuzorul este un spaţiu inelar în jurul rotorului, prevăzut cu paletele 5. La compresoarele mici, difuzorul nu are palete. În construcţia compresorului se mai găsesc peretele anterior 7 (profilat) şi peretele posterior 8, care împreună cu difuzorul şi cu camera spirală închid rotorul. Trecerea arborelui prin pereţii statorului este prevăzută

cu un spaţiu de etanşare 9. Bineînţeles, rotorul este susţinut şi se roteşte în lagăre (nefigurate). Gazul intră în compresor pe gura de aspiraţie 10 şi este refulat prin gura de refulare 11.

În practică, treptele de compresor centrifug se pot cupla cîte două în paralel (cu disc, difuzor şi cameră spirală comună), sau se pot înseria în lungul arborelui prin intermediul unor canale care conduc gazul de la ieşirea radială dintr-o treaptă la intrarea axială în treapta următoare.

#### 4.3.1.3. Funcţionarea compresorului centrifug

Circulaţia gazului prin canalele dintre paletele rotorului se face pe direcţie radială, cu sensul spre exteriorul rotorului. Curgerea apare datorită faptului că, în timpul rotirii arborelui (şi rotorului), asupra particulelor materiale care compun gazul acţionează forţe centrifuge. Trecerea de la curgerea axială (la aspiraţie) la curgerea radială din canalele dintre palete se face lin, prin interacţiunea gazului cu peretele profilat al discului de bază.

Trecerea gazului prin rotor constituie faza energetică principală în funcţionarea compresorului centrifug, ca - de altfel - a tuturor turbomaşinilor (compresoare şi pompe dinamice, turbine cu abur şi cu gaze, turbine hidraulice). În rotorul maşinii are loc transmiterea energiei mecanice primite de la motorul de antrenare către fluxul de gaz. Ca urmare, fluxul de gaz se accelerează, deci energia sa cinetică se măreşte.

Canalele dintre paletele rotorului au secţiuni de trecere ce cresc odată cu raza rotorului, ceea ce face ca, la trecerea prin canale, gazul să suporte transformarea unei părţi din energia sa cinetică în energie potenţială de presiune ($\Delta p_s$), simultan cu creşterea arătată a energiei cinetice a gazului. O primă concluzie arată că în rotor creşte energia totală a gazului, prin ambele componente: cinetică (creşte viteza c) şi potenţială (creşte presiunea statică cu $\Delta p_s$), aşa cum se observă pe fig. 4.17, procesul 1-2.

A doua fază funcţională este trecerea gazului prin difuzor şi prin camera spirală. Gazul, ce iese din rotor cu energie cinetică ridicată, trece prin secţiuni continuu crescătoare, ceea ce conduce la micşorarea vitezei gazului (energiei cinetice) şi la creşterea presiunii cu diferenţa $\Delta p_d$ (creşterea energiei potenţiale de presiune), procesul 2-3-4 pe fig. 4.17.

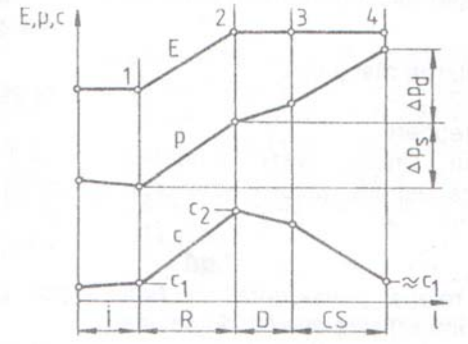



Fig. 4.17. Variaţia energiei totale (E), variaţia presiunii (p) şi a vitezei absolute (c) la trecerea gazului prin compresorul centrifug: I - canal de intrare; R - rotor; D – difuzor; CS - cameră spirală

Creşterea totală de presiune rezultă prin însumarea creşterilor de presiune din rotor ($\Delta p_s$) şi din stator ($\Delta p_d$), şi arată că sarcina unui compresor centrifug (sau a unui ventilator centrifug) se exprimă prin creşterea totală de presiune:

$$\Delta p_T = \Delta p_s + \Delta p_d \,. \tag{4.26}$$

#### 4.3.1.4. Energia preluată de gaz în rotor. Creşterea totală de presiune într-o treaptă de compresor centrifug

În fig. 4.18 este prezentată o jumătate de rotor şi o paletă curbată înapoi. Se face ipoteza că vitezele gazului sînt date de valorile medii în secţiunea respectivă (eventual, viteza se consideră constantă în secţiune). La curgerea gazului pe lîngă paletă se deosebesc următoarele viteze (cu notaţiile din fig. 4.18):

- viteza tangenţială (periferică) a rotorului;

$$u = r\,\omega = r\,\frac{\pi n}{30}\,; \tag{4.27}$$

- viteza relativă w a curentului de gaz faţă de paletele rotorului;
- viteza absolută c, faţă de un observator exterior maşinii.

Între cele trei viteze există relaţia:

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}\,, \tag{4.28}$$

aşa cum se vede pe fig. 4.18, indicii 1 şi 2 referindu-se la intrarea şi, respectiv, ieşirea din canalele rotorului. Între cei trei vectori viteză există unghiurile $\alpha = \angle(\vec{u}, \vec{c})$ şi $\beta = \angle(\vec{u}, \vec{w})$.

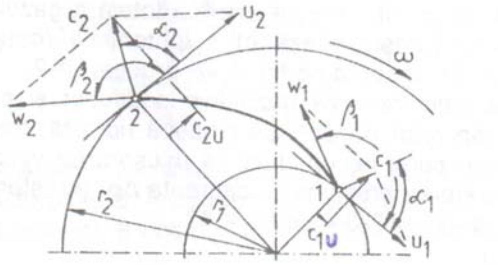



Fig. 4.18. Vitezele la intrarea şi la ieşirea din rotorul centrifug

Rotorul transmite gazului puterea mecanică

$$P = M\,\omega, \tag{4.29}$$

în care M este momentul forţelor exterioare.

Conform legii momentului cinetic (vezi subcapitolul 2.4.11) momentul exterior M ce acţionează asupra gazului este egal cu variaţia momentului cinetic în unitatea de timp:

$$\vec{M} = \dot{m}(\vec{r}_2 \times \vec{c}_2 - \vec{r}_1 \times \vec{c}_1) \tag{2.229}$$

Produsele vectoriale din relaţia precedentă se proiectează pe direcţia axială (direcţia vectorului moment) şi relaţia (4.29) devine

$$P = \dot{m}\,(r_2\, c_2 \cos(\alpha_2) - r_1\, c_1 \cos(\alpha_1))\,\omega = \dot{m}\,(u_2\, c_2 \cos(\alpha_2) - u_1\, c_1 \cos(\alpha_1)). \tag{4.30}$$

Din triunghiurile de viteze de pe fig. 4.18 apar imediat relaţiile

$$c_1 u_1 \cos(\alpha_1) = (c_1^2 + u_1^2 - w_1^2)/2 \text{ şi } c_2 u_2 \cos(\alpha_2) = (c_2^2 + u_2^2 - w_2^2)/2\,, \quad (4.31)$$

care se introduc în (4.30), obţinîndu-se

$$P = \dot{m}\left(\frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}\right). \quad (4.32)$$

Relaţiile puterii mecanice se împart la debit, obţinîndu-se energia transmisă de rotor gazului sub formă de lucru mecanic masic:

$$l_t = \frac{P}{\dot{m}} = M\omega = r_2 c_2 \cos(\alpha_2) - r_1 c_1 \cos(\alpha_1) = \\ = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}\,. \quad (4.33)$$

Pe de altă parte, deoarece într-o treaptă de compresor centrifug variaţia presiunii este relativ mică, se acceptă că volumul masic al gazului nu variază ($v = 1/\rho = \text{const.}$), deci procesul de comprimare este izocor şi lucrul mecanic transmis de rotor către gaz (numeric egal şi de semn contrar cu lucrul mecanic schimbat de gaz în timpul comprimării) se calculează cu:

$$l_t = -\left(-\int_1^2 v\,dp\right) = v(p_2 - p_1) = v\,\Delta p\,. \quad (4.34)$$

Egalînd cele două expresii ale lucrului mecanic se obţine creşterea de presiune totală din rotor:

$$\Delta p = \rho(u_2 c_2 \cos(\alpha_2) - u_1 c_1 \cos(\alpha_1)) = \\ = \rho\left(\frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}\right). \quad (4.35)$$

În situaţia particulară în care gazul intră în rotor radial, $\alpha_1 = 90°$ şi creşterea totală de presiune este

$$\Delta p_T = \rho u_2 c_{2u}\,. \quad (4.36)$$

Aşadar, efectul interacţiunii dintre rotor şi gaz se poate exprima fie sub forma creşterii energiei gazului fie sub forma creşterii presiunii totale a gazului.

Relaţia care exprimă creşterea energiei gazului în rotor a fost dedusă din teorema momentului cinetic în ipoteza că în secţiuni cilindrice concentrice cu axul rotorului toţi parametrii gazului sînt constanţi. Această condiţie poate fi îndeplinită numai într-un rotor ideal, cu un număr infinit de palete ce nu au grosime, palete ce ghidează perfect curgerea gazului. Deoarece rotoarele reale nu îndeplinesc această condiţie, creşterea de presiune totală este

$$\Delta p_r = \psi\,\Delta p, \quad (4.37)$$

în care $\psi = 0{,}8\ ...\ 0{,}95$.

Considerînd că energia cinetică a gazului la intrarea în compresor este egală cu cea de la ieşire se deduce că toată energia preluată de gaz de la rotor serveşte numai la comprimarea gazului şi se regăseşte în creşterea

de presiune statică între intrarea şi ieşirea din compresor (deoarece energia cinetică cu care gazul iese din rotor se transformă în energie potenţială de presiune, prin frînare în difuzor şi în camera spirală).

O treaptă de compresor centrifug realizează o creştere relativ mică de presiune statică, $\pi$ = 1,1 ... 1,5. În cazuri speciale, la turaţii foarte mari, $\pi$ se poate apropia de 4.

#### 4.3.1.5. Debitul compresorului centrifug

Debitul compresorului centrifug se poate calcula ca produs între aria suprafeţei de ieşire din rotor (la diametrul $d_2$) şi componenta radială a vitezei de ieşire a gazului.

Pentru un compresor cu număr infinit de palete cu grosime neglijabilă, debitul volumic de gaz este:

$$\dot{V}_t = \pi d_2 b_2 c_{2r} \, , \qquad (4.38)$$

în care $b_2$ este lăţimea rotorului la nivelul diametrului $d_2$ iar $c_{2r}$ este proiecţia vitezei absolute pe direcţia radială. Debitul calculat cu (4.38) corespunde parametrilor gazului la ieşirea din rotor.

Debitul real este mai mic decît debitul teoretic din cauza grosimii finite a paletelor rotorului (şi ele în număr finit).

Debitul ce intră în conducta de refulare este $\dot{V} < \dot{V}_t$, deoarece o parte din gaz se întoarce, prin spaţiile dintre rotor şi pereţii laterali, în canalul de aspiraţie. O parte din aceste scăpări de gaze sînt recirculate. O parte din debit se pierde prin etanşarea dintre arbore şi stator.

#### 4.3.1.6. Randamente. Puterea consumată de compresorul centrifug

O treaptă de compresor centrifug cu număr finit de palete realizează o creştere de presiune $\Delta p$ consumînd, pentru fiecare 1 kg de gaz, lucrul mecanic masic teoretic $l$ (care nu consideră frecările şi nici alte pierderi).

Ca urmare a devierii curentului de gaz la intrarea în rotor, a frecărilor din interiorul gazului şi ale acestuia cu pereţii canalelor prin care circulă, consumul de lucru mecanic masic pentru realizarea creşterii de presiune $\Delta p$ este $l_0$, fiind mai mare decît $l$.

Se defineşte randamentul gazodinamic al treptei (numit uneori şi randament hidraulic) prin raportul

$$\eta_{gd} = l / l_0 \, . \qquad (4.39)$$

care este o caracteristică a calităţii proceselor gazodinamice ale treptei.

Lucrul mecanic masic consumat într-o treaptă reală de compresor centrifug pentru creşterea cu $\Delta p$ a presiunii, notat $l_i$, este mai mare decît lucrul mecanic $l_0$, ca urmare a frecărilor gazului cu rotorul şi a scăpărilor de gaz prin neetanşeităţile dintre rotor şi carcasă (stator). Acest lucru mecanic consideră toate pierderile din interiorul maşinii, cu excepţia pierderilor mecanice prin frecări în lagăre, fiind numit lucru mecanic intern.

Randamentul intern al treptei de compresor centrifug se defineşte prin raportul

$$\eta_i = l / l_i \,, \tag{4.40}$$

mărime care consideră toate pierderile din treaptă.

Uneori este important să se aprecieze cît de mult se apropie procesul real din compresor nu de procesul izentropic, ci de alte procese considerate de referinţă: izotermic (cînd compresorul este răcit), adiabatic (nu se schimbă căldură cu mediul) sau politropic (nu există scăpări de gaz prin neetanşeităţi şi nici frecări între discul rotorului şi gaz). Ca urmare, se introduc:

- randamentul intern adiabatic:

$$\eta_{ad} = l_{ad} / l_i \,; \tag{4.41}$$

- randamentul intern izotermic:

$$\eta_{iz} = l_{iz} / l_i \,; \tag{4.42}$$

- randamentul intern politropic:

$$\eta_n = l_n / l_i \,, \tag{4.43}$$

relaţii în care $l_{ad}$, $l_{iz}$ şi $l_n$ sînt lucrurile mecanice necesare comprimării adiabatice, izotermice respectiv politropice.

Lucrul mecanic masic consumat (intern) se calculează cu relaţia:

$$l_i = l_0 \frac{\dot{m} + \dot{m}_p}{\dot{m}} + l_f \,, \tag{4.44}$$

în care $\dot{m}$ şi $\dot{m}_p$ sînt debitul masic al compresorului şi, respectiv, debitul masic de pierderi prin neetanşeităţi, iar $l_f$ este lucrul mecanic masic consumat pentru învingerea frecărilor dintre gaz şi rotor. Mărimile $\dot{m}_p$ şi $l_f$ trebuie determinate experimental sau cu relaţii empirice cunoscute din literatura de specialitate. Valori orientative ale randamentelor interne ale compresoarelor centrifuge sînt $\eta_{iz}$ = 0,6…0,75; $\eta_{ad}$ = 0,75…0,85; $\eta_n$ = 0,70…0,80.

Puterea internă, adică consumată de un compresor cu z trepte identice este:

$$P_i = z\, l_i\, q_m = z\, l q_m / \eta_i \,. \tag{4.45}$$

Relaţia (4.45) se particularizează pentru procese adiabatice, izotermice şi politropice, rezultînd puteri consumate cu acelaşi nume.

Puterea necesară la arborele compresorului (efectivă) este:

$$P_e = P_i / \eta_m \,, \tag{4.46}$$

în care $\eta_m$ este randamentul mecanic, mărime care consideră pierderile prin frecările arborelui în lagăre. Valorile orientative ale randamentului mecanic $\eta_m$ al compresoarelor centrifuge se încadrează între 0,97…0,99.

#### 4.3.1.7. Ventilatorul centrifug

Un ventilator centrifug este o maşină derivată din compresorul centrifug şi are în construcţia sa un rotor şi un stator. Rotorul este format din arborele 1, discul 2 şi capacul 3, între disc şi capac fiind plasate paletele 4. Paletele sînt repartizate echidistant pe circumferinţă, putînd fi drepte sau

înclinate înainte. Statorul este construit dintr-o carcasă 5 avînd secţiunea transversală în formă de spirală, fiind prevăzut cu gura de aspiraţie axială 6 şi gura de radială de refulare 7.

Ventilatorul centrifug realizează creşteri de presiune mici, de ordinul zecilor, rar sutelor de mm col $H_2O$ şi debite ce ajung la zeci de mii de $m^3/h$.

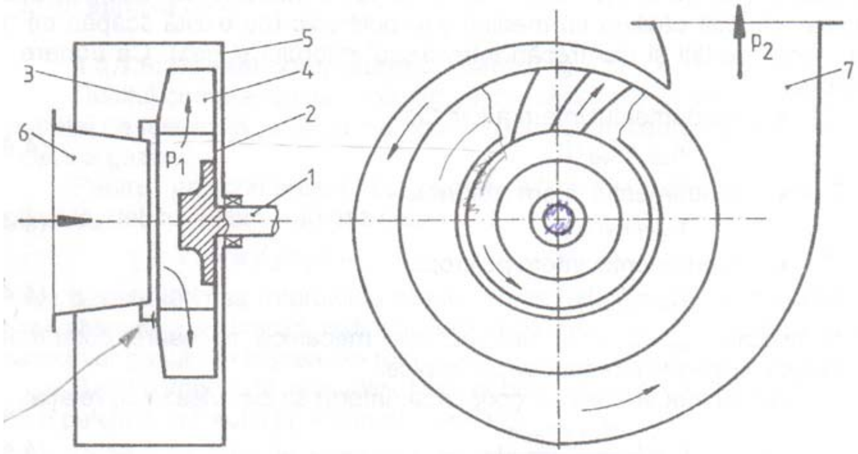



Fig. 4.19. Ventilator centrifug: 1 - arbore; 2 - disc; 3 - capac; 4 - palete; 5 - carcasă; 6 - gură de aspiraţie; 7 - gură de refulare

### 4.3.2. Compresorul axial

#### 4.3.2.1. Construcţia şi funcţionarea unui compresor axial

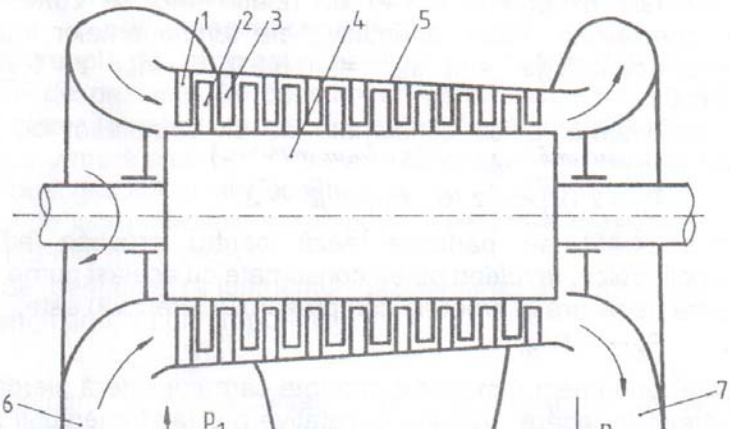



Fig. 4.20. Schema unui compresor axial:
1 - palete directoare de admisie; 2 - palete mobile; 3 - palete directoare fixe; 4 - tambur; 5 - carcasă; 6 - gură de aspiraţie; 7 - gură de refulare

Un compresor axial este constituit din mai multe coroane de palete mobile 2, montate fie pe obada unor discuri, fie pe un tambur 4, ca în

fig. 4.20, şi din coroane de palete directoare fixe 3 (după fiecare coroană de palete mobile) fixate de carcasa 5.

Paletele directoare formează difuzorul compresorului. Deseori, înaintea primei coroane de palete mobile este plasată o coroană de palete directoare de admisie 1. Ansamblul format dintr-o coroană de palete mobile şi o coroană de palete directoare plasată după paletele mobile formează o treaptă de comprimare.

În continuare se prezintă funcţionarea compresorului axial, în legătură şi cu fig. 4.21. Gazul pătrunde în canalele formate de paletele rotorice 2 cu viteza absolută $c_1$.

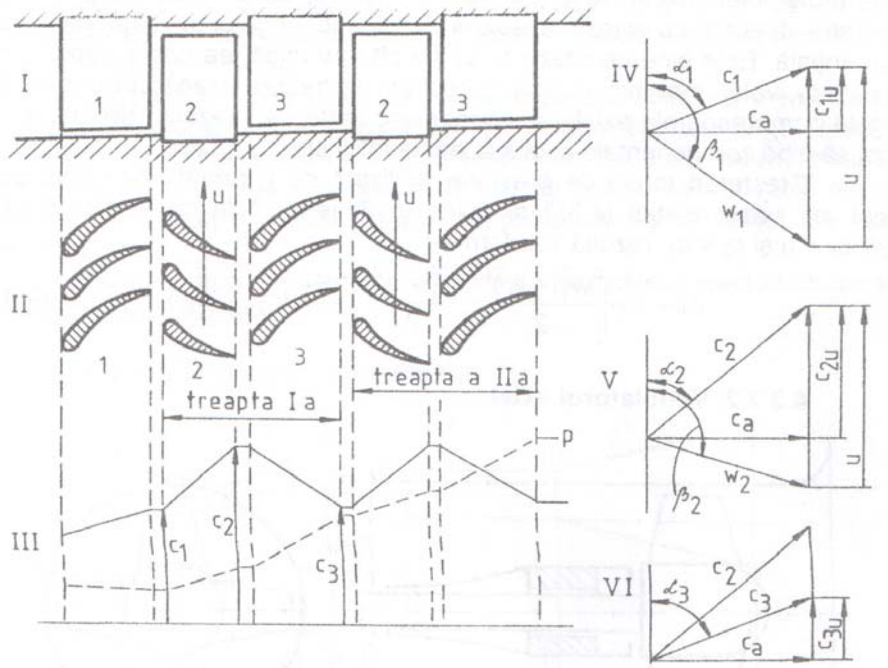



Fig. 4.21. Schema principială (I), o secţiune cilindrică desfăşurată (II), diagramele presiunii şi vitezei absolute (III) şi triunghiurile de viteză (IV - la intrarea în canalele dintre paletele rotorului, V - la ieşirea din canalele rotorului, VI - la intrarea şi ieşirea din aparatul director) ale unei trepte a unui compresor axial: 1 - palete directoare de admisie; 2 - palete mobile; 3 - palete directoare

În absenţa aparatului director de la aspiraţie (coroana de palete fixe 1), viteza $c_1$ are direcţia axială. Cînd există aparatul director, la trecerea prin paletele acestuia curentul de aer este răsucit şi pătrunde între paletele rotorului sub un unghi $\alpha_1$ cu direcţia vitezei tangenţiale. În orice secţiune cilindrică prin palete viteza tangenţială la intrare, ca şi la ieşirea din palete, are aceeaşi valoare u. Viteza relativă $w_1$ a curentului de aer la intrarea în canalul dintre paletele de pe rotor şi unghiul $\beta_1$ format de această viteză cu

direcţia vitezei tangenţiale se determină din triunghiul de viteze (IV, fig. 4.21). Curentul de gaz părăseşte paletele rotorice cu viteza relativă $w_2$ şi sub unghiul $\beta_2$ cu direcţia vitezei tangenţiale. Viteza absolută $c_2$ la ieşirea din coroana de palete rotorice şi unghiul $\alpha_2$ pe care aceasta îl face cu direcţia vitezei tangenţiale se determină de asemenea din triunghiul de viteze (V, fig. 4.21). Unghiurile dintre viteze sînt cele introduse în subcapitolul 4.3.1.4.

Din canalele dintre paletele rotorice curentul de gaz pătrunde în canalele formate de paletele directoare, unde îşi schimbă direcţia. La trecerea prin canalele dintre paletele directoare are loc micşorarea vitezei absolute a curentului de gaz, transformarea unei părţi din energie sa cinetică în energie potenţială şi creşterea presiunii statice. Curentul de gaz părăseşte aparatul director cu viteza absolută $c_3$ şi sub unghiul $\alpha_3$ faţă de viteza tangenţială. Este bine ca viteza $c_3$ să fie cît mai mică; ea poate coborî pînă la $c_3 = c_1$, valori mai mici ducînd la secţiuni de trecere exagerat de mari. De regulă compresoarele axiale se construiesc astfel ca vitezele absolute $c_1$, $c_2$ şi $c_3$ să aibă componentele axiale $c_a$ egale între ele.

Creşterea totală de presiune realizată de o treaptă de compresor axial, pe baza relaţiei (4.35) şi avînd în vedere că la compresorul axial $u_2 = u_1 = u$ şi $c_3 = c_1$, rezultă sub forma:

$$\Delta p_T = \rho\left(\frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}\right) = \rho u(c_{2u} - c_{1u}) . \qquad (4.47)$$

#### 4.3.2.2. Ventilatorul axial

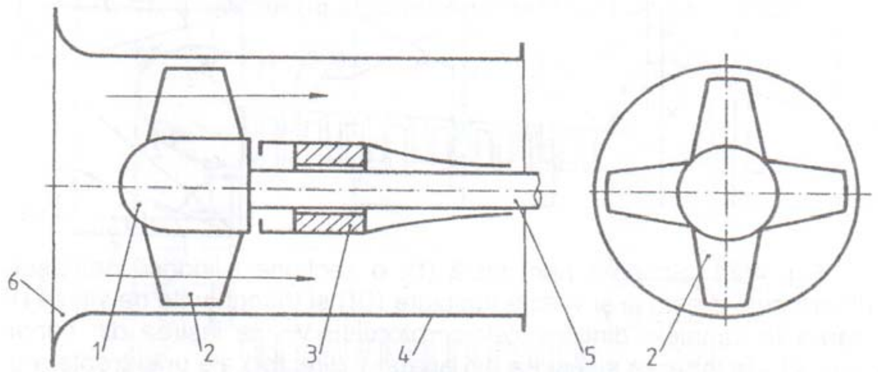



Fig. 4.22. Schema ventilatorului axial:
1 - butuc; 2 - palete; 3 - lagăr; 4 - carcasă; 5 - arbore

Derivat din compresorul axial, un ventilator axial (fig. 4.22) este compus dintr-un rotor şi dintr-o carcasă 4. Rotorul este format din arborele 5 terminat cu butucul 1 cu profil aerodinamic, butuc pe care sînt montate paletele 2. Numărul de palete este între 2…50, dar în mod obişnuit rotoarele ventilatoarelor axiale se construiesc cu 4…8 palete. Rotorul se învîrteşte într-o carcasă cilindrică 4, prevăzută cu un colector de aspiraţie 6. Datorită acţiunii paletelor are loc deplasarea gazului şi creşterea presiunii acestuia.

Unele construcţii de ventilatoare axiale prevăd, în faţa paletelor rotorului, o coroană de palete directoare montate în carcasă, pentru a ameliora intrarea gazului în canalele dintre paletele rotorului. Alte construcţii utilizează şi un rînd de palete fixe situate după rotor, cu rol de a împiedica turbionarea curentului de gaz care iese dintre palete. De asemenea, se pot prevedea difuzoare la ieşirea din carcasă, pentru a mări presiunea statică creată de ventilator, prin transformarea unei părţi din energia cinetică.

### 4.4. Ejectorul (Compresorul cu jet)

#### 4.4.1. Introducere. Definiţie

Ejectoarele sînt aparate în care un curent de fluid cu presiune ridicată se amestecă cu un curent de fluid cu presiune coborîtă, rezultînd un curent de presiune medie.

În practică, ejectoarele se folosesc pentru ridicarea presiunii unui fluid cu presiune joasă, de unde şi încadrarea lor lîngă maşinile compresoare. Prin ejectoare pot circula simultan fluide de aceeaşi natură şi în aceeaşi fază (lichidă sau gazoasă) sau de natură sau cu faze diferite, inclusiv cu suspensii solide (materiale pulverulente) în fluidul de joasă presiune.

Funcţionarea ejectoarelor se studiază pe modelul ejectorului teoretic şi apoi pe ejectorul real.

#### 4.4.2. Construcţia unui ejector

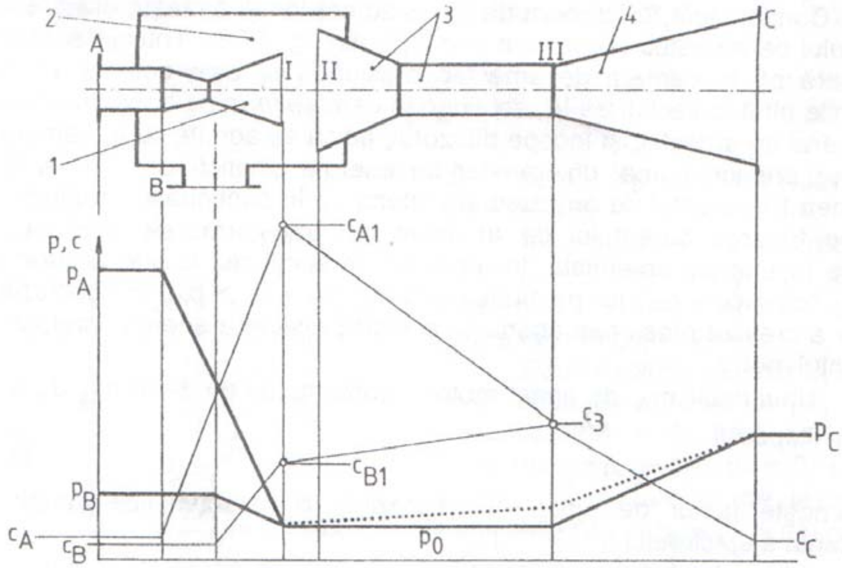



Fig. 4.23. Schema constructivă a unui ejector şi variaţia presiunii şi vitezei în ejector: 1 - ajutaj; 2 - cameră de admisie; 3 - cameră de amestec; 4 - difuzor

În construcţia unui ejector (fig. 4.23) se disting următoarele părţi principale: ajutajul 1 pentru agentul de presiune ridicată (numit şi agent

motor), camera de admisie 2, în care intră agentul motor destins în ajutajul 1 şi în care este aspirat agentul ejectat (cel cu presiune coborîtă), camera de amestec 3 şi difuzorul 4. Camera 2 îndeplineşte şi rol de ajutaj pentru agentul ejectat, ca urmare a secţiunii de trecere variabilă pe care o oferă acestuia. Uneori (cu deosebire pentru lichide) ajutajul 1 se construieşte multiplu, prin înserierea cîtorva ajutaje convergente. Camera de amestec este compusă din două tronsoane, la intrare - tronconic şi în continuare - cilindric.

### 4.4.3. Funcţionarea ejectorului

Pentru studiul funcţionării ejectorului se admite că ambii agenţi au aceeaşi natură şi sînt în faza de gaz.

Agentul motor intră în ejector prin secţiunea A, fiind caracterizat de presiunea $p_A$ (ridicată) şi de viteza $c_A$ (mică). În ajutajul 1 agentul motor se destinde pînă la presiunea $p_0$ (minimă din ejector) şi la viteza $c_{A1}$ (mare, agentul avînd o energie cinetică ridicată). Agentul ejectat intră în camera de aspiraţie 2 prin secţiunea B, unde există presiunea $c_B > p_0$. Viteza agentului prin secţiunea B este $c_B$. În camera de aspiraţie agentul B se destinde (în ajutajul inelar) pînă la presiunea $p_0$, pe care o realizează cînd ajunge în secţiunea I, unde viteza sa este $c_{B1}$ (de asemenea mică, energia cinetică a agentului ejectat fiind mică). Cei doi agenţi intră în camera de amestec 3 prin secţiunea II, procesul de amestec începînd în spaţiul dintre secţiunile I şi II. În camera de amestec 3 gazul motor cedează o parte din energia sa cinetică gazului ejectat, deci viteza gazului motor scade, iar viteza gazului ejectat creşte. Concomitent, în camera de amestec are loc şi o creştere a presiunii curentului de amestec (după linia punctată din fig. 4.23). Totuşi, teoretic se consideră că în camera de amestec presiunea $p_0$ este aceeaşi în toate secţiunile pînă la secţiunea III, secţiune în care se termină tronsonul cilindric al camerei de amestec şi începe difuzorul, adică se admite că în camera de amestec are loc numai un transfer de energie cinetică de la A la B. În secţiunea III curentul de amestec are viteza $c_3$. În continuare, în difuzorul 4 are loc frînarea curentului de amestec, cu transformarea energiei sale cinetice în energie potenţială de presiune. În secţiunea C viteza curentului este $c_C$ ($c_C < c_3 < c_{A1}$) iar presiunea este $p_C$ ($p_A > p_C > p_B$). În concluzie, în ejector a crescut presiunea agentului ejectat pe seama energiei preluate de la agentul motor.

Unui debit $\dot{m}_A$ de agent motor îi corespunde un debit $\dot{m}_B$ de agent ejectat. Raportul

$$u = \dot{m}_B / \dot{m}_A \tag{4.48}$$

se numeşte factor de ejecţie şi reprezintă o caracteristică funcţională importantă a ejectorului.

### 4.4.4. Ejectorul teoretic

Procesele care se desfăşoară într-un ejector teoretic sînt considerate reversibile (fără frecări).

Agentul motor se destinde adiabatic reversibil în procesul A-1

(fig. 4.24), între presiunile $p_A$ şi $p_0$, prelucrîndu-se diferenţa de entalpie ($i_A$ - $i_1$). La ieşirea din ajutaj agentul are viteza:

$$c_{A1} = \sqrt{2(i_A - i_1)} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_A v_A \left[1 - (p_0 / p_A)^{(k-1)/k}\right]}, \qquad (4.49)$$

determinată cu (2.193) în care s-a neglijat viteza $c_A$ de intrare în ajutaj.

Agentul ejectat se destinde adiabatic în procesul B-2 (fig. 4.24), între presiunile $p_B$ şi $p_0$, prelucrîndu-se diferenţa de entalpie ($i_B$ - $i_0$). Agentul ejectat îşi măreşte viteza de la $c_B \approx 0$ la:

$$c_{B1} = \sqrt{2(i_B - i_2)} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_B v_B \left[1 - (p_0 / p_B)^{(k-1)/k}\right]}. \qquad (4.50)$$

Prin amestecarea izobară a celor două curente de gaz, la ieşirea din camera de amestec se stabileşte viteza $c_3$. Presupunînd că această viteză este repartizată uniform în secţiune, ea se determină din ecuaţia conservării impulsului aplicată camerei de amestec:

$$\dot{m}_A c_{A1} + \dot{m}_B c_{B1} = (\dot{m}_A + \dot{m}_B) c_3, \qquad (4.51)$$

viteza obţinîndu-se sub forma:

$$c_3 = \frac{\dot{m}_A c_{A1} + \dot{m}_B c_{B1}}{\dot{m}_A + \dot{m}_B} = \frac{c_{A1} + u c_{B1}}{1 + u}. \qquad (4.52)$$

În difuzor curentul de amestec este frînat în procesul adiabatic reversibil 3-C, micşorîndu-şi viteza pînă la valoarea $c_C \approx 0$ şi mărindu-şi presiunea pînă la valoarea $p_C$. Procesul fiind reversibil. viteza $c_3$ poate fi privită ca rezultat al destinderii C-3. Pe baza relaţiilor (2.42) şi (2.193) se obţin relaţiile:

$$\frac{c_3^2}{2} = (i_C - i_3) = \frac{k}{k-1} p_C v_C \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_C}\right)^{(k-1)/k}\right], \qquad (4.53)$$

din care se poate determina presiunea $p_C$ .

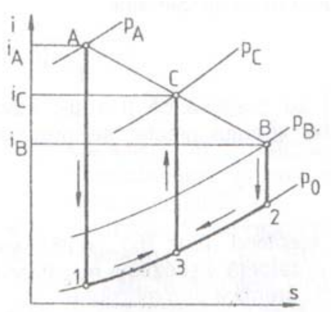


Fig. 4.24. Procesele teoretice din ejector

În diagrama i-s coordonatele punctului C sînt $i_C$ şi $s_C$. Ele se determină cu raţionamente simple prezentate în continuare.

Dacă evoluţia gazelor în ejector este adiabatic-reversibilă (dq = 0), orizontală (dh = 0), fără schimb de lucru mecanic tehnic ($dl_t$ = 0) şi dacă vitezele de intrare şi de ieşire sînt neglijabile ($c_A \cong c_B \cong c_C \cong 0$), ecuaţia conservării energiei (de bilanţ energetic) pentru ejector este:

$$\dot{m}_A i_A + \dot{m}_B i_B = (\dot{m}_A + \dot{m}_B) i_C. \qquad (4.54)$$

Din (4.54) se determină entalpia curentului de gaz la ieşirea din difuzor:

$$i_C = \frac{\dot{m}_A i_A + \dot{m}_B i_B}{\dot{m}_A + \dot{m}_B} = \frac{i_A + u i_B}{1+u}. \qquad (4.55)$$

În ejectorul teoretic, deoarece procesele sînt reversibile, variaţia de entropie a sistemului este nulă:

$$\Delta S = S_3 - (S_A + S_B) = (\dot{m}_A + \dot{m}_B) s_C - \dot{m}_A s_A + \dot{m}_B s_B = 0, \qquad (4.56)$$

relaţie din care se obţine entropia masică $s_C$ a amestecului

$$s_C = \frac{\dot{m}_A s_A + \dot{m}_B s_B}{\dot{m}_A + \dot{m}_B} = \frac{s_A + u s_B}{1+u}. \qquad (4.57)$$

Coordonatele punctului C date de (4.55) şi (4.57) verifică ecuaţia dreptei care trece prin punctele A şi B. Deci este simplu să se găsească coordonatele punctului C (pe diagrama i-s) la intersecţia dreptei AB cu izobara $p_C$.

Factorul de ejecţie u se poate exprima din (4.55) ca un raport de diferenţe de entalpii, ceea ce pe diagrama i-s se concretizează printr-un raport de segmente. Considerînd şi asemănarea triunghiurilor dreptunghice cu ipotenuzele AC şi CB, se obţine:

$$u = \frac{i_A - i_C}{i_C - i_B} = \frac{AC}{CB}, \qquad (4.58)$$

relaţie care permite determinarea experimentală a factorului de ejecţie, fără măsurarea debitelor.

Factorul de ejecţie se poate determina şi în funcţie de viteze, din relaţia (4.52):

$$u = \frac{c_{A1} - c_3}{c_3 - c_{B1}}. \qquad (4.59)$$

Există un caz particular de funcţionare a ejectorului teoretic, atunci cînd $p_B = p_0$, şi deci $c_{B1} = 0$. În acest caz factorul de ejecţie este

$$u_0 = \frac{c_{A1} - c_3}{c_3}. \qquad (4.60)$$

Comparînd relaţiile (4.59) la (4.60) se observă că u > $u_0$, adică ejectorul funcţionează mai bine atunci cînd agentul ejectat se destinde înainte de intrarea în camera de amestec.

### 4.4.5. Ejectorul real

Procesele ce se desfăşoară în ejectorul real (fig. 4.25) sînt ireversibile, atît din cauza curgerii cu frecări (datorită viscozităţii agenţilor şi rugozităţii pereţilor), cît din cauza amestecării curenţilor prin difuziune.

Procesele reale de destindere sînt A-$1_r$ şi B-$2_r$, vitezele agenţilor motor şi ejectat la ieşirea din ajutaje fiind mai mici decît cele ce s-ar obţine în cazul destinderii teoretice.

Amestecarea (izobară ireversibilă) prin difuziunea curenţilor de gaz este însoţită de frecări şi, ca urmare, entropia masică la ieşire din camera de

amestec este mai mare decît cea teoretică, $s_{3r} > s_3$, deci starea $3_r$ se află, pe diagrama i-s, în dreapta stării teoretice 3.

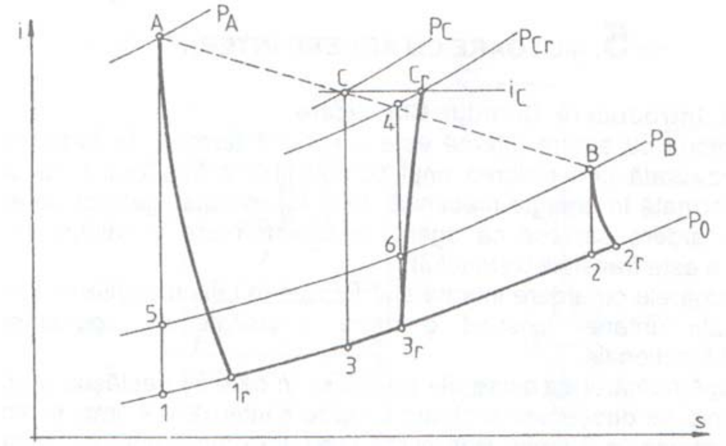



Fig. 4.25. Procesele reale din ejector

Comprimarea dinamică reală (cu frecări) din difuzor se desfăşoară după curba $3_r$-$C_r$. În difuzor energia totală a agentului se conservă, indiferent de felul procesului, teoretic sau real. Ca urmare, starea $C_r$ se găseşte la intersecţia izentalpei $i_C$ cu izobara reală $p_{Cr}$. Din cauza frecărilor, presiunea finală reală este mai mică decît presiunea teoretică ($p_{Cr} < p_C$), iar entropia masică finală este mai mare decît cea rezultată la o comprimare teoretică ($s_{Cr} < s_4$).

**Bibliografie**


4.1. Dănescu Al., Ştefănescu D., Marinescu M., (coordonatori), Termotehnică şi maşini termice. Ed. didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1985.
4.2. Giurcă V., Compresoare. Vol I şi II, I. P. Iaşi, 1993 şi 1986.
4.3. Homutescu V. M., Homutescu C. A., Maşini şi instalaţii termice. Lucrări de laborator. Universitatea Tehnică Iaşi, 1996.
4.4. Stamatescu C., Taşcă D., Grigoriu Marieta, Compresoare volumice. Ed. Tehnică, Bucureşti, 1965.
4.5. Vlădea I., Instalaţii şi utilaje termice. Ed. Tehnică. Bucureşti, 1966.